

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

**Chlazení komprimovaného vzduchu povrchovými výměníky u
turbokompresorů**

**Cooling compressed air by surface exchangers in
turbocompressors**

Student:

Závodský David

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student:

David Závodský

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

3907R009 Provoz energetických zařízení

Téma:

Chlazení komprimovaného vzduchu povrchovými výměníky
u turbokompresorů
Cooling Compressed Air by Surface Exchangers in Turbocompressors

Zásady pro vypracování:

S ohledem na stále se zvyšující nároky na ekonomický provoz energetických strojů, proveďte rozbor provozu turbokompresorů s povrchovými mezichladiči komprimovaného vzduchu. Prioritním úkolem je seznámení se s principy chlazené komprese. Ve svých úvahách vycházejte z údajů naměřených na turbokompresoru RTK 63 000 m³/hod zadavatelem bakalářské práce. V práci se především zabývejte:

- principy práce turbokompresorů a jejich stavbou,
- transformacemi energie, které se v turbokompresorech uskutečňují,
- rozбором pojmu izotermická komprese, včetně exergetického hodnocení,
- stavbou stávajících mezichladičů a dochlazovače,
- výhodami, ale rovněž i nedostatky stávajícího provozování.

Na závěr práce naznačte možnosti využití tepla, které je v mezichladičích a dochlazovači mařeno.

Seznam doporučené odborné literatury:

KADRNOŽKA, J. *Lopatkové stroje*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2003. 177 s. ISBN 80-7204-297-1.

KADRNOŽKA, J. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. 177 s. ISBN 80-7204-346-3.

KOLARČÍK, K., KAMINSKÝ, J., PUMPRLA, O. *Kompresory*. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. 125 s. ISBN 80-248-0704-1.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013

prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

David Závodský

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: David Závodský

Adresa trvalého pobytu autora práce: Volgogradská 41, Ostrava 3, 700 30

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu své bakalářské práce doc. Ing. Kamilovi Kolarčíkovi CSc. za čas, který mi věnoval, odborné vedení a poskytnutí cenných rad i připomínek při tvorbě práce.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ZÁVODSKÝ, D. Chlazení komprimovaného vzduchu povrchovými výměníky u turbokompresorů. Ostrava: katedra energetiky, Fakulta strojní VŠB – TUO.

Bakalářská práce, vedoucí Kolarčík, K.

Tématem mé bakalářské práce je chlazení komprimovaného vzduchu povrchovými výměníky u turbokompresorů. První část práce je věnována turbokompresorům, jsou v ní popsány základní druhy těchto strojů a jejich popis a princip práce. Část o kompresních dějích zahrnuje reálné a ideální kompresní děje, jejich funkci a průběhy v turbokompresorech. Další kapitoly se zabývají už samotným chlazením turbokompresoru a následným výpočtem a návrhem možných výměníků tepla určeným k získání kompresního tepla. Závěrečná část obsahuje ekonomické zhodnocení určitého typu výměníku, volbu vhodného typu výměníku pro řešenou vzduchotechnickou soustavu a naznačení využitelnosti tepla získaného ve výměnících.

Klíčová slova: Turbokompresory, kompresní děje, chlazení turbokompresorů, výměníky tepla

ANNOTATION OF BACHELOR'S THESIS

ZÁVODSKÝ, D. Cooling compressed air by surface exchangers in turbocompressors. Ostrava: department energetics, Faculty of mechanical VŠB – TUO. Bachelor's thesis, leadership Kolarčík, K.

Topic of my bachelor's thesis is cooling compressed air by surface exchangers in turbocompressors. The first part is devoted to turbocompressors, describes basic kinds of these machines, their describe and principle of work. Part about compressions includes their real and ideal compression processes, their function and processes in turbocompressors. The other chapters deal itself cooling of turbocompressors and consecutive calculation and design of possible exchangers of heat which are designed for obtaining compression heat. The final section contains economic evaluation of a particular type of exchanger, selecting the appropriate type of exchanger for the solved air handling systém and in the end the suggestion of lability of heat which is acquired in exchangers.

Key words: Turbocompressors, compressions includes, cooling of turbocompressors, exchangers of heat

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	9
1 Úvod.....	11
2 Teoretický a reálný průběh komprese	12
2.1 Teoretický průběh komprese	12
2.1.1 Izotermická komprese.....	12
2.1.2 Izoentropická komprese.....	12
2.2 Reálný průběh komprese	13
2.2.1 Polytropická komprese s přívodem tepla	13
2.2.2 Polytropická komprese s odvodem tepla	13
2.2.3 Vícetupňová komprese s vnějším chlazením	13
3 Turbokompresory	14
3.1 Oblast použití turbokompresorů	14
3.2 Rozdělení turbokompresorů podle směru toku plynu vzhledem k ose stroje.....	14
3.3 Rozdělení kompresorů z hlediska dodávaného množství a poměrného stlačení...	15
3.4 Radiální turbokompresory	16
3.4.1 Stupeň radiálního turbokompresoru	16
3.4.2 Princip práce stupně RTK.....	16
3.4.3 Proudění plynu ve stupni RTK	17
3.4.4 Matematický popis proudění plynu ve stupni RTK	18
3.5 Axiální turbokompresor	19
3.5.1 Stupeň axiálního turbokompresoru.....	20
3.5.2 Proudění plynu ve stupni ATK.....	20
3.5.3 Matematický popis proudění plynu v ATK.....	21
4 Chlazení turbokompresoru	22
4.1 Chlazení vstřikováním kapaliny	23
4.2 Chlazení vnitřní	23

4.3 Chlazení vnější (povrchové).....	24
5 Turbokompresor RTK 63000.....	24
5.1 Technické parametry a popis zadaného turbokompresoru	25
5.2 Naměřené technické parametry turbokompresoru RTK 63 000	25
6 Přehled použitých vztahů	26
7 Vzorové výpočty	27
8 Návrh výměníků tepla	31
8.1 Lamelový výměník tepla	31
8.2 Šroubovicový výměník tepla.....	32
8.3 Trubkové výměníky	34
9 Ekonomické zhodnocení	36
10 Závěr	38
Použitá literatura	39

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Popis	Jednotka
p	tlak	[Pa]
T	termodynamická teplota	[K]
t	teplota	[°C]
s	entropie	
ε	kompresní poměr	[1]
u	obvodová rychlost	[m · s ⁻¹]
c	absolutní rychlost	[m · s ⁻¹]
w	relativní rychlost	[m · s ⁻¹]
α	úhel absolutní rychlosti	[°]
β	úhel tečny lopatek	[°]
M_K	moment krutu	[N · m]
\dot{m}_{hm}	hmotnostní průtok	[m ³ · s ⁻¹]
\dot{m}_{obj}	objemový průtok	[kg · s ⁻¹]
r_1	poloměr rotoru	[m]
n	počet otáček	[s ⁻¹]
Y	měrná technická práce	[J · kg ⁻¹]
P	příkon	[W]
τ	součinitel tvaru lopatek	[1]
κ	adiabatický exponent	[1]
ω	obvodová rychlost	[rad · s ⁻¹]
ρ	hustota	[kg · m ⁻³]
w_k	kinetická energie plynu	[J · kg ⁻¹]
a	rychlost zvuku	[m · s ⁻¹]
r	měrná plynová konstanta	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]

C	měrná tepelná kapacita	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
M	Machovo číslo	[1]
i	entalpie	$[J \cdot kg^{-1}]$
\dot{Q}	tepelný výkon	[W]
P	elektrický příkon	[kWh]
CF	celkové roční náklady	[Kč/rok]
IN	investiční náklady	[Kč]
T_s	prostá doba návratnosti	[rok]

1 Úvod

Kompresi plynu v turbokompresorech, doprovází vznik takzvané druhotné energie, kterou je kompresní teplo. V současnosti se však veškeré teplo vzniklé při této kompresi odvádí ze vzduchotechnické soustavy pryč do okolí, aniž by bylo jinak využito. Z hlediska stále se zvyšujících nároků na ekonomický provoz těchto energetických strojů, je proto vhodné najít způsob jak tuto energii chytře získat, a následně ji nějakým způsobem využívat.

Ve své bakalářské práci se zabývám teoretickým rozbořem znalostí týkajících se turbokompresorů, kompresních dějů probíhajících v těchto strojích a také samostatným chlazení turbokompresorů. Na základě tohoto rozboru a veškerých nastudovaných znalostí se budu ve své bakalářské práci zabývat již zmiňovaným návrhem zisku toho kompresního tepla a jeho využití pro jiné aplikace za účelem ekonomické úspory.

2 Teoretický a reálný průběh komprese

Když mluvíme o teoretickém průběhu komprese, jedná se především o izoentropickou a izotermickou kompresi. V případě reálného průběhu komprese se jedná o kompresi polytropickou.

2.1 Teoretický průběh komprese

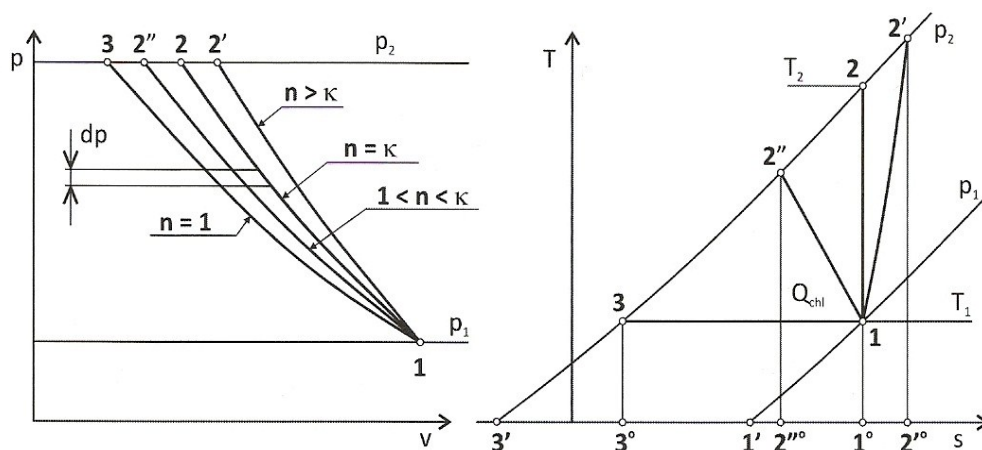
2.1.1 Izotermická komprese

V případě izotermické komprese, se jedná o teoretický případ, který ve skutečném stroji nelze realizovat. Důvodem je, že v pracovním prostoru kompresoru dochází ke stlačování skutečných plynů s vnitřním třením a nastávají také konstrukční problémy takových kompresorů, které představují problematiku chlazení rotujících kanálů, díky které nemůžeme docílit plynulému odvodu tepla za konstantní teploty.

Přesto však, že izotermická komprese je pouze teoretický děj, veškerý výzkum kompresorů se snaží tomuto ději alespoň částečně přiblížit. V T-s a p-v diagramu můžeme tento děj vidět názorně (obrázek č. 2.1). Jedná se o stlačení z bodu 1 do bodu 3.

2.1.2 Izoentropická komprese

Další ideální kompresí je komprese izoentropická, která probíhá za konstantní entropie. Při této kompresi není plynu přiváděno ani odváděno teplo, tudíž průtočná část stroje má dokonalou tepelnou izolaci. Průběh komprese lze vidět v T-s a p-V diagramu (obrázek č. 2.1). Komprese z bodu 1 do bodu 2.



Obr. č. 2.1 Znázornění různých způsobů komprese v p-v a T-s diagramu [1]

2.2 Reálný průběh komprese

Průběh komprese ve skutečném kompresoru lze nejlépe popsat pomocí polytropické komprese. Tato komprese patří k prvnímu přiblížení reálného kompresoru. V praxi rozeznáváme dva druhy polytropické komprese, a to polytropickou kompresi s přívodem a polytropickou kompresi s odvodem tepla.

2.2.1 Polytropická komprese s přívodem tepla

V případě polytropické komprese s přívodem tepla dochází k tomu, že určitá část mechanické energie přiváděná na rotor kompresoru se mění vlivem třecích a vířivých ztrát na teplo. Vlivem zvýšení teploty v průtočných částech kompresoru, se zvyšuje kompresní práce potřebná ke stlačování plynu. Průběh komprese lze vidět na obrázku (obrázek č. 2.1), kdy komprese je znázorněna z bodu 1 do bodu 2'.

2.2.2 Polytropická komprese s odvodem tepla

Tento typ komprese je případem veškerých chlazených kompresorů, kdy teplo vzniklé v důsledku stlačování plynu se odvádí z kompresoru pomocí povrchového či vnitřního chlazení, které je popsáno v následujících kapitolách. V případě této komprese je práce vynaložená na stlačení plynu z bodu 1 do bodu 2“ větší než práce s úplným odvodem tepla tedy izotermická, ale zároveň menší než práce izoentropické komprese do bodu 2 (obrázek č. 2.1).

2.2.3 Vícestupňová komprese s vnějším chlazením

Plyn po stlačení ve dvou nebo třech stupních (podle velikosti tlakového poměru ve stupních) je při teplotě okolo 100 °C veden do vhodně umístěného chladiče a po ochlazení vrácen zpět do stroje před další skupinou stupňů (obrázek č. 4.1).

Zavedení chlazení plyne ze snahy zmenšení kompresní práce díky přiblížení průběhu komprese izotermické kompresi. Průběh komprese je poté stupňovitý. Stav plynu se mění jednak podle polytropie a jednak podle izobary. Polytropická komprese s přívodem tepla by probíhala z bodu 1 do bodu 2“ na izobare p_2 . Čárkovaná plocha představuje zmenšení práce při použití vnějšího chlazení oproti nechlazené kompresi (obrázek č. 4.1).

3 Turbokompresory

Turbokompresory jsou sekundární energetické stroje, sloužící ke stlačování plynu. Jsou to rotační stroje, které dosahují tlakového poměru nad hodnotu 3.

Turbokompresory se řadí do skupiny rychlostních kompresorů. To znamená, že zvýšení tlaku plynu se dosahuje změnou hybnosti proudu plynu při průtoku činnou, průtočnou částí.

3.1 Oblast použití turbokompresorů

Turbokompresory se používají ke stlačování různých plynů (zemní plyn, kychtový plyn, svítiplyn a různé chladírenské plyny). Nejčastěji stlačovaným médiem je suchý nebo vlhký vzduch, který je především využíván v níže uvedených odvětvích.

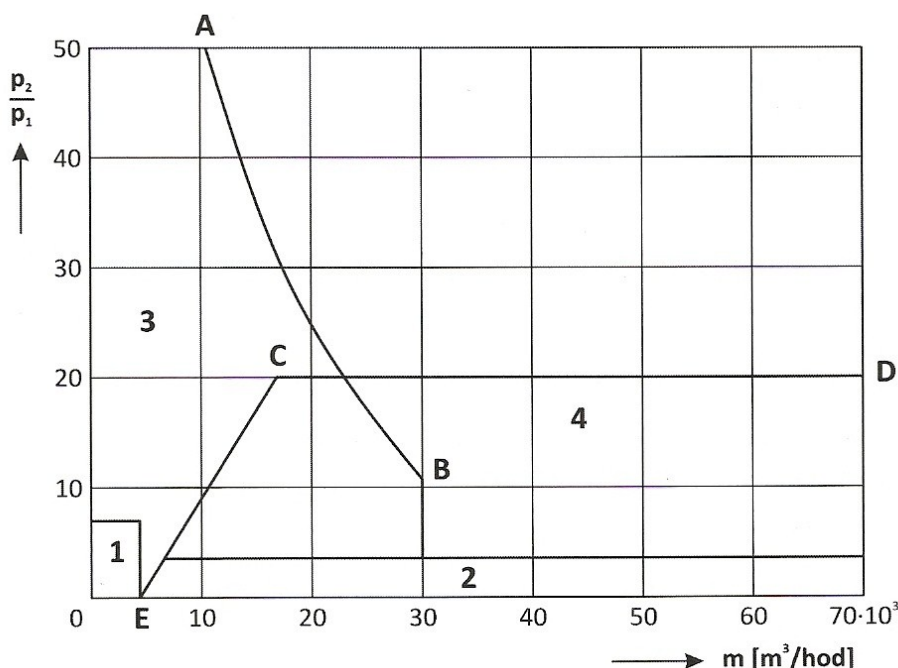
- **Doly** – Stlačený vzduch je určen jako větrací nebo hnací médium. V dolech, se využívají stroje, které potřebují vzduch o parametrech 500 až 150 000 m^3/hod a výstupním tlaku 0,7 až 0,9 MPa
- **Hutě** – V hutním průmyslu se nejvíce vzduchu spotřebuje, ve vysokých pecích. Množství dodávaného vzduchu je závislé na velikosti pece, kdy přicházejí v úvahu jednotky o dopravovaném množství 50 000 až 340 000 m^3/hod při tlaku 0,22 až 0,38 MPa.
- **Chemický a potravinářský průmysl** – pivovary, cukrovary, drožďárny a čističky.
- **Chladírenské kompresory** – představují zvláštní skupinu, spíše obor.
- **Spalovací turbíny** – Turbokompresor tvoří ve spalovací turbíně nezbytnou součást, která slouží k dodávce spalovacího vzduchu do spalovací komory a také jako přívod chladícího vzduchu k lopatkám turbíny.

3.2 Rozdělení turbokompresorů podle směru toku plynu vzhledem k ose stroje

Turbokompresory neboli lopátkové stroje se dělí na radiální (odstředivé) a axiální (osové). U radiálních kompresorů proudí plyn v rovinách kolmých na osu rotace. U axiálních kompresorů plyn proudí ve válcových plochách v osové směru.

3.3 Rozdělení kompresorů z hlediska dodávaného množství a poměrného stlačení

Graf na obrázku č. 3.1, poskytuje volbu různých kompresorů na základě potřebného poměrného stlačení plynu $\frac{p_2}{p_1}$, nebo množství plynu dodávaného kompresorem za hodinu jeho provozu $[\dot{m}]$.



Obr. č. 3.1: Oblasti použití jednotlivých typů kompresorů [1]

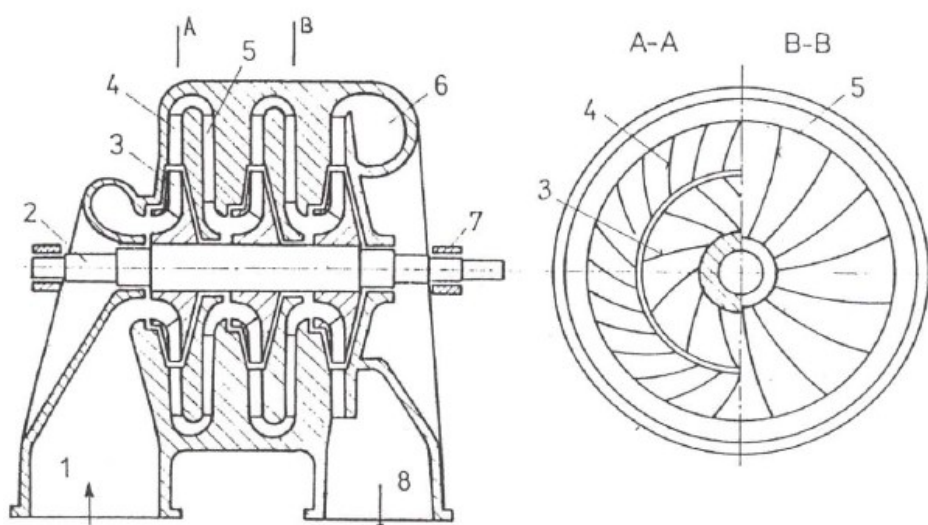
Na obrázku č. 3.1 můžeme vidět spektrum oblastí využitelnosti kompresorů. Kdy oblast 1 je vyhrazena vodokružným kompresorům, oblast 2 náleží turbodmychadlům a oblast 3 odpovídá pístovým kompresorům. Oblast 4 jednoznačně přísluší turbokompresorům. Křivka v grafu C-D není pevně stanovena pro volbu turbokompresoru radiálního nebo axiálního, jako je tomu v případě výběru mezi pístovými kompresory a turbokompresory - křivka (A-B). Axiální a radiální turbokompresory se v ohledu oblasti využití vzájemně překrývají v celém rozsahu používaných výkonů, přičemž platí, že radiální turbokompresory jsou vhodné pro vyšší tlak a menší dodávané množství stlačeného vzduchu a axiální turbokompresory pro nižší tlaky, ale větší dodávané množství vzduchu.

Maximální možné množství nebylo dosud u realizovaných jednotek dosaženo a může být až kolem $10^6 \text{ m}^3/\text{h}$.

3.4 Radiální turbokompresory

3.4.1 Stupeň radiálního turbokompresoru

Obrázek č. 3.2 znázorňuje podélný a příčný řez stupněm radiálního turbokompresoru, který je hlavní funkční částí kompresoru. Další činnou částí radiálního turbokompresoru je oběžné kolo s oběžnými lopatkami (3) a pevný difuzor (4), který může být opatřen lopatkami, nebo je bezlopatkový. Nedílnou součástí turbokompresoru je vratný kanál (5), který převádí stlačený plyn do dalšího stupně. Vratný kanál nemá z energetického hlediska žádný jiný význam.



Obr. č. 3.2: Schéma stupně radiálního turbokompresoru [1]

3.4.2 Princip práce stupně RTK

Otáčí-li se oběžné kolo, působí na plynnou látku v kanálech oběžného kola odstředivá síla. Plynná látka se pohybuje trvale od vnějšího okraje k vnitřnímu okraji oběžného kola, a na její místo se nasává stále nová plynná látka. To znamená, že hnacím hřídelem se předává prostřednictvím lopatek oběžného kola mechanická energie nasávané plynné látce. Přírůstek energie plynu se projeví zvýšením vnitřní, „tlakové“ a kinetické energie.

Plynná látka následně vstupuje do difuzoru, ve kterém se postupně zvětšuje průřezová plocha a kinetická energie se postupně přeměňuje v energii tlakovou.

3.4.3 Proudění plynu ve stupni RTK

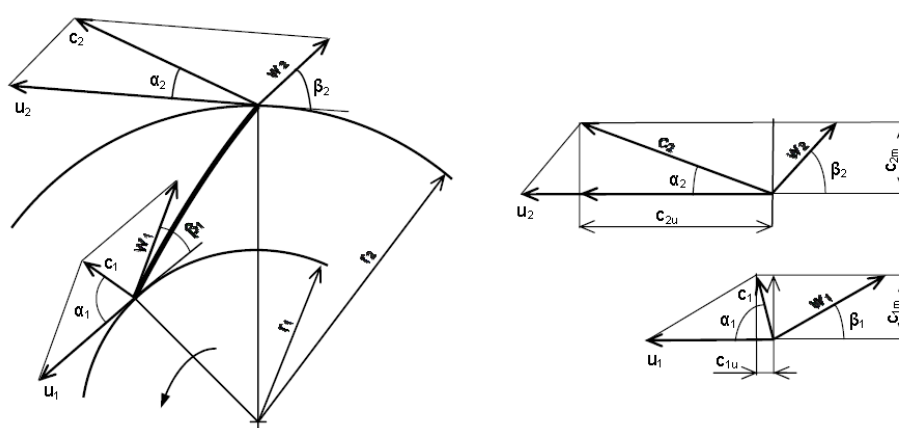
Tato kapitola je citována ze zdroje [3].

Poněvadž oběžné kolo se otáčí obvodovou rychlostí \mathbf{u} , je absolutní rychlost proudu plynu \mathbf{c} vektorovým součtem

$$\mathbf{c} = \mathbf{u} + \mathbf{w} \quad (1)$$

při čemž \mathbf{w} je rychlost plynu relativní vůči rotoru.

Tyto rychlosti jsou vyhodnocovány na vstupu 1 a na výstupu 2 z oběžného kola.



Obr. č. 3.3: Rychlostní trojúhelníky [1]

Absolutní rychlost plynu c_1 vstupující do rotoru pod úhlem α_1 , se rozkládá do rychlosti obvodové u_1 a relativní w_1 . Směr a velikost relativní rychlosti jsou proto dány rozdílem vektorů absolutní a obvodové, jak je znázorněno na obrázku č. 3.3. Aby se dosáhlo bezrázového vstupu plynu do oběžného kola, musí být lopatky na vstupu skloněny k tečně kružnice o poloměru r_1 pod úhlem tečny lopatek (β_1), který je totožný se sklonem relativní rychlosti w_1 . K sestrojení vstupního trojúhelníku je nutná znalost úhlu (α_1) absolutní rychlosti c_1 vůči obvodové rychlosti u_1 , nebo velikost její meridiální složky $c_{1,m}$. Vlivem rotace oběžného kola je plyn od radiálního směru poněkud odkláněn, takže úhel proudu (α_1) je o něco menší než 90° .

Bude-li průběh proudnic shodný s tvarem lopatek, bude plyn vystupovat z kola relativní rychlosti w_2 pod úhlem (β_2) totožným se sklonem lopatky na výstupu. Vektorový součet relativní a obvodové rychlosti na výstupu v bodě 2 určí absolutní rychlost c_2 odkloněnou od rychlosti obvodové o úhel (α_2). Tato se podobně jako rychlost relativní rozkládá na složku obvodovou $c_{2,u}$ a meridiální $c_{2,m}$.

3.4.4 Matematický popis proudění plynu ve stupni RTK

Tato kapitola je citována ze zdroje [3].

Zvýšení měrné energie plynu a tím i změně hybnosti proudu v takto definovaném prostoru je za potřebí krouticí moment.

$$M_K = \dot{m}_d \cdot (r_1 \cdot c_{2,u} - r_1 \cdot c_{1,u}) \quad [N \cdot m] \quad (2)$$

K tomu potřebný příkon

$$P = \omega \cdot M_K = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M_K = \dot{m}_d \cdot (u_2 \cdot c_{2,u} - u_1 \cdot c_{1,u}) \quad (3)$$

$$P = \dot{m}_d \cdot Y \quad [W] \quad (4)$$

Zvýšení měrné energie plynu v oběžném kole Y lze považovat za měrnou technickou práci přiváděnou na hřídel ideálního stupně. Toto vyjádření měrné energie je nazýváno Eulerovou turbínovou rovnicí v pracovním tvaru.

$$Y = u_2 \cdot c_{2,u} - u_1 \cdot c_{1,u} \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (5)$$

Vstupuje-li plyn do oběžného kola v radiálním směru, je obvodová složka absolutní rychlosti $c_{1,u}$ na výstupu nulová, pak

$$Y = u_2 \cdot c_{2,u} \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (6)$$

a po zavedení součinitele tvaru lopatek

$$\tau = \frac{c_{2,u}}{u_2} \quad [1] \quad (7)$$

získáme vztah

$$Y = \tau \cdot u_2^2 \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (8)$$

Takto je zdůrazněn vliv obvodové rychlosti a tvaru rotorových lopatek na zvýšení celkové energie proudu v oběžném kole.

Poněvadž

$$c_{1,u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad \text{a} \quad c_{2,u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2$$

Můžeme s použitím kosinových vět v trojúhelníku rychlosti (obr. č. 3.3) rovnici (5) upravit do tvaru

$$Y = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (9)$$

který nazýváme Eulerovou rovnicí v obecném tvaru.

Toto vyjádření měrné energie dává představu o jejich jednotlivých složkách.

Výraz

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{\Delta p}{\rho} = Y_{st} \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (10)$$

vyjadřuje zvýšení tlakové (statické) energie v oběžném kole.

Vztah

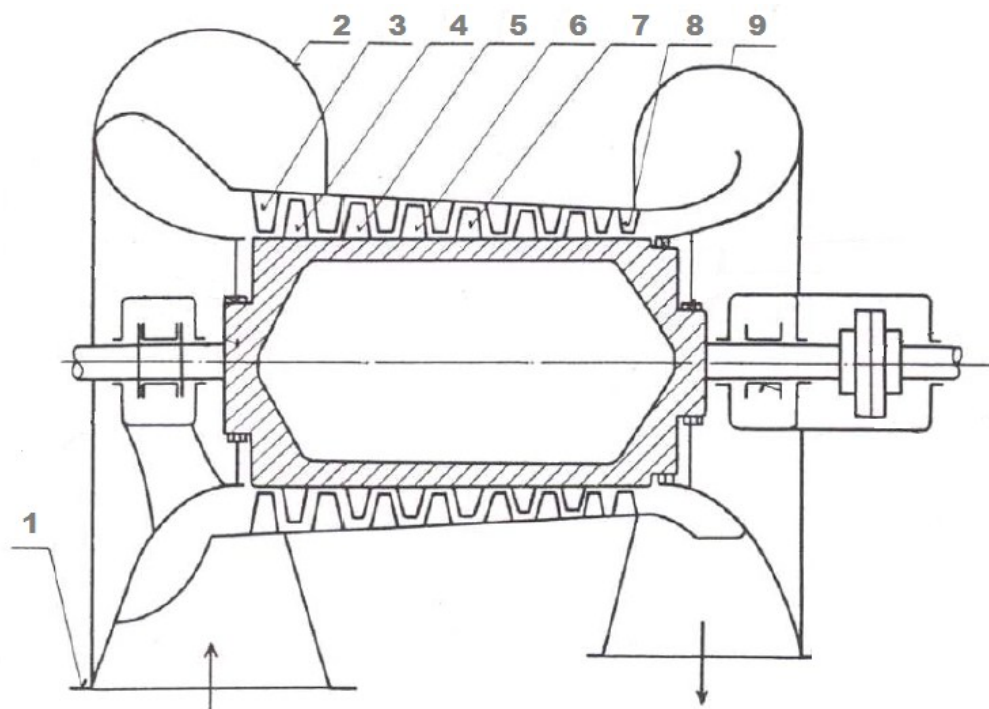
$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \Delta W_k = Y_d \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (11)$$

popisuje změnu kinetické energie plynu v oběžném kole.[3]

3.5 Axiální turbokompresor

Axiální turbokompresory jsou sekundárními energetickými stroji, které slouží ke stlačování plynu vlivem změny hybnosti proudu, proudícího v ose rotace rotoru kompresoru. Tento typ turbokompresoru byl vyvinut ve snaze o dosažení vyšší účinnosti při komprimování vzduchu pro spalovací turbíny. Při stejném průtoku plynu jsou, axiální kompresory delší, než radiální, a to z důvodu většího počtu stupňů. Ale na druhou stranu mají vyšší energetickou účinnost (až o 5%), dále mají nižší hmotnost a menší radiální rozměry. Axiální turbokompresory se na rozdíl od těch radiálních v průběhu komprese nechladí, protože vyvedení plynu mezi stupni je velmi obtížné.

Tyto kompresory se vyrábějí pro tlaky až $1,5 \text{ MPa}$ a výkonnosti 10000 až $2,5 \cdot 10^6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a dosahují otáček až 20000 za minutu. Obvodová rychlost lopatek se volí kolem $260 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.



Obr. č. 3.4: Podélný řez ATK [3]

3.5.1 Stupeň axiálního turbokompresoru

Obrázek č. 3.4 znázorňuje podélný řez axiálním turbokompresorem, na kterém lze vidět nejdůležitější části kompresoru. První částí je sací hrdlo **1**, kterým vstupuje nasávané médium do vstupní komory **2**, na který navazuje předřazený vstupní stator **3**. Předřazený vstupní stator má za úkol upravit směr proudění média tak, aby splňoval požadavky následujícího stupně.

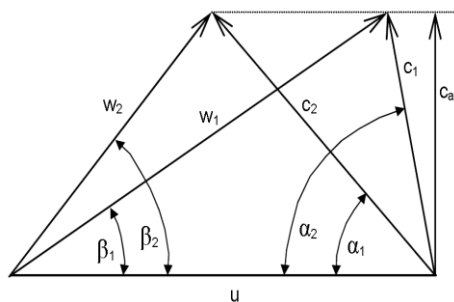
Základní energetickou částí turbokompresoru jsou stupně **4 až 7** obsahující statorové a rotorové lopatky. Oběžné lopatky jsou vsazeny do předem vyfrézovaných drážek na obvodu rotoru (bubnu), a difuzorové lopatky jsou vetknuty do tělesa statoru. Tyto lopatky se po délce průtočné části kompresoru navzájem střídají. Za těmito stupni je umístěn usměrňovač proudu **8** a výtlačná spirála **9**.

3.5.2 Proudění plynu ve stupni ATK

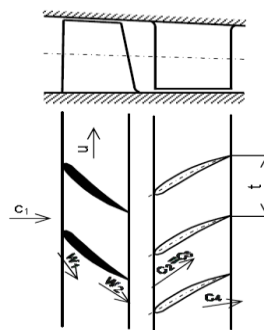
Tato kapitola je citována ze zdroje [3].

Teorie proudění plynu axiálním turbokompresorem dosáhla v průběhu doby značného vývoje.

Jako dosud nejvýstižnější se ukázala teorie mřížová, definována podílem délky tětiny s a rozteče t lopatek. Lopatková mříž vzniká omezením lopatek stupně válcovou plochou a rozvinutím tohoto řezu do roviny. Takto vznikají elementární lopatkové rovinné mříže rotoru a statoru, u nichž se předpokládá dvourozměrné proudění plynu, neovlivněné účinky dějů tří rozměrového proudění na okraji lopatek. Geometrie lopatkové mříže je definována v několika válcových řezech. Na obrázku č. 3.6 je zakreslen střední válcový řez. U radiálně dlouhých lopatek je v zájmu přesného popsání tvaru lopatky nutno definovat geometrii většího počtu válcových řezů.



Obr. č. 3.5: Rychlostní trojúhelníky [3]



Obr. č. 3.6: Lopatková mříž stupně ATK [3]

Rychlostní trojúhelníky se u axiálních turbokompresorů kreslí do jednoho obrazce, viz obrázek č. 3.5. Tyto trojúhelníky znázorňují, že vektor vstupní rychlosti \mathbf{c}_1 je veden lopatkovou mříží vstupního statoru tak, aby dosáhl axiálního směru. Zakřivením rotorových lopatek se při proudění dosáhne snížení relativní rychlosti \mathbf{w} a tím také zvýšení tlaku p . Do statorové lopatkové mříže vstupuje plyn s rychlostí \mathbf{c}_3 shodnou s výstupní rychlostí \mathbf{c}_2 . Aby axiální složky $\mathbf{c}_a = \mathbf{w}_a$ zůstávaly konstantní, je s postupným stlačováním plynu současně zmenšován průtočný průřez pracovního prostoru. Ve statorové části se zakřivením lopatek opět mění směr absolutní rychlosti \mathbf{c}_3 na \mathbf{c}_4 tak, aby nedocházelo k rázům na vstupu do dalšího stupně. [3]

3.5.3 Matematický popis proudění plynu v ATK

Tato kapitola je citována ze zdroje [3].

Předpokládáme, že k proudění pracovním prostorem axiálního turbokompresoru dochází na válcových plochách kde $\mathbf{r}_1 = \mathbf{r}_2$ a $\mathbf{u}_1 = \mathbf{u}_2$. Nyní se rozvinutý tvar Eulerovy rovnice změní na:

$$Y = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (12)$$

Odtud je zřejmé, že zvýšení tlakové i celkové energie axiálního stupně je podstatně nižší než u stupně radiálního a to o hodnotu $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$, což je přírůstek tlaku vznikající působení, odstředivých sil.

Pro zvýšení tlakové energie proto platí

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \mathbf{r} \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (13)$$

Poněvadž Machovo číslo $M = \frac{w_1}{a_1}$, při čemž pro stanovení kritické rychlosti (rychlost zvuku), platí závislost $a = \sqrt{\kappa \cdot \mathbf{r} \cdot T_1}$, lze z rovnice (13) odvodit poměrné stlačení v oběžném kole.

$$\sigma_{OK} = \frac{p_2}{p_1} = 1 - \frac{\kappa - 1}{2} \cdot M^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^2 \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad [1] \quad (14)$$

Při růstu Machova čísla roste i poměrné stlačení. U stacionárních osových kompresorů $M < 0,8$, a poměr relativních rychlostí se značně liší od nuly. Proto tlakový poměr na

prvním stupni nepřevyšuje hodnotu 1,2 až 1,3 a také zvýšení teploty v jednom stupni v porovnání s radiálními kompresory je malé. Z rychlostních trojúhelníků lze vyčíst, že:

$$u = c_{1,u} + w_{1,u} = c_{2,u} + w_{2,u}$$

takže:

$$c_{2,u} - c_{1,u} = w_{1,u} - w_{2,u}$$

Pak můžeme pracovní tvar Eulerovy rovnice vyjádřit vztahem

$$Y = u \cdot (c_{2,u} - c_{1,u}) = u \cdot (w_{1,u} - w_{2,u}) \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (15)$$

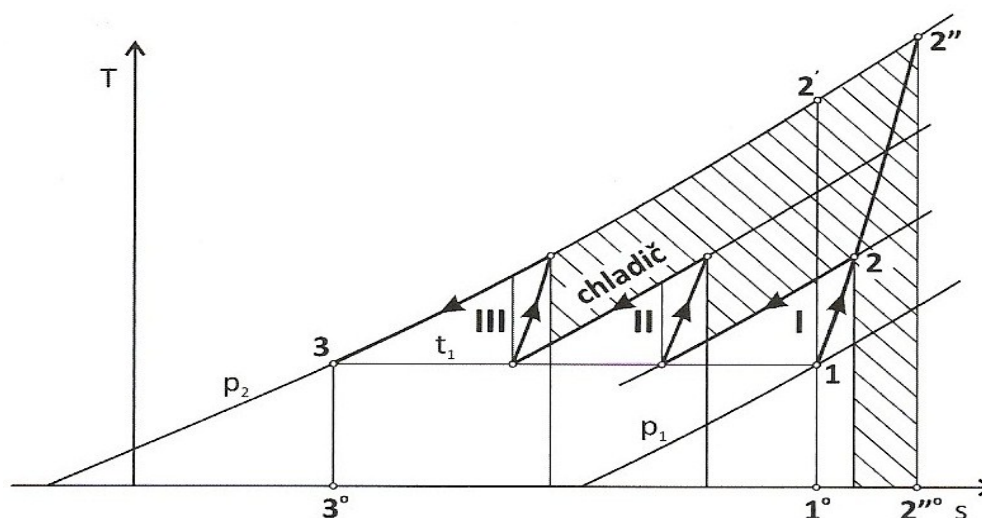
Poněvadž stále platí, že rychlost proudění v axiálním směru se nemění, roste i podle tohoto vztahu měrná energie Y úměrně s poklesem relativní rychlosti. [3]

4 Chlazení turbokompresoru

Kompresní práce potřebná pro dané stlačování plynu bude menší, čím nižší bude teplota a měrný objem plynu během komprese. Z toho vyplývá, že skutečná komprese se musí, co nejvíce přiblížit kompresi izotermické.

Chlazení komprimovaného vzduchu a tím zmenšení kompresní práce nezávisí jen na způsobu toho chlazení a velikosti stlačení, ale také na adiabatickém exponentu κ , tedy na fyzikálních vlastnostech stlačovaného plynu.

V technické praxi se uplatňují především tři druhy chlazení, a to chlazení vnitřní, vnější a chlazení vstřikováním kapaliny.



Obr. č. 4.1: Chlazená komprese polytropická [1]

4.1 Chlazení vstřikováním kapaliny

Ochlazení komprimovaného plynu je možné docílit vstřikováním chladicí kapaliny. Kapalina se do plynu vstřikuje většinou mezi difuzorem a vratným kanálem, kde se vypařuje a tím ochlazuje plyn, neboť odebírá teplo plynu pro své vypaření. Vstřikovaná kapalina se liší v závislosti na druhu stlačovaného plynu. Například při stlačování vzduchu se uplatňuje voda. Vlivem velkého výparného tepla stačí malé množství kapaliny, aby se teplota plynu značně snížila. I přes to, že se tento druh chlazení jeví jako velmi výhodný, doprovází ho mnoho obtíží. Mezi některé z potíží patří narušování proudění plynu malými kapičkami kapaliny, čímž se snižuje účinnost. Další nevýhodou může být, že některé spotřebiče využívají suchých plynů, tudíž vlhkost obsažená v plynu vlivem tohoto chlazení je nežádoucí.

4.2 Chlazení vnitřní

V případě tohoto chlazení se naskýtá možnost odvádět teplo pouze ve stojících částech stupně, tj. v prostoru difuzoru a převáděcím kanálu. Tato metoda chlazení se využívala v dobách, kdy turbokompresory měly malé výkony a nízké obvodové rychlosti. Kompresory s těmito parametry měly velké chladicí plochy, díky kterým bylo docíleno dobrému odvodu tepla z kompresoru. U výkonnějších kompresorů se však tato chladicí plocha výrazně zmenšuje a tím se stává chlazení nedostačujícím. Vnitřní chlazení má kromě, nedostačujícího ochlazení plynu i jiné další nevýhody.

Nevýhody doprovázející vnitřní chlazení:

- Složité a výrobně nákladné odlitky
- Obtížné těsnění statoru
- Obtížná údržba vodních kanálů

Jednou z významných výhod je tichý chod stroje, vlivem vodního polštáře, který tlumí hluk a vibrace. Vlivem převýšení nevýhod nad výhodami se v dnešní době využívá chlazení vnější.

4.3 Chlazení vnější (povrchové)

Význam tohoto chlazení plynu, byl již popsán v předchozích kapitolách 2.2.3 a 4. Na obrázku č. 4.1 je znázorněna komprese ve stupních I – III, kdy za každým stupněm po dosažení teploty okolo 100 °C je plyn vyveden do vnějšího mezichladiče, ve kterém je pomocí chladicího média ochlazen na původní teplotu t_1 . Z mezichladiče je plyn vrácen zpět do následujícího stupně kompresoru.

Mezichladič je tlaková nádoba, která obsahuje svazek trubek, kterými proudí chladicí medium. Chladicím médiem bývá v praxi nejčastěji voda. Chlazení probíhá uvnitř tlakové nádoby, kdy svazek trubek je obtékán komprimovaným plynem a vlivem přestupu tepla je tento plyn ochlazován. Pokud bychom chtěli dosáhnout ještě většího chladicího účinku, je možné trubky opatřit žebrováním ze strany plynu, čímž se zvětší chladicí plocha a tím i přestup tepla.

Výhodou povrchového chlazení je, že dosahuje většího ochlazení plynu oproti vnitřnímu chlazení, neboť chladicí plocha může být libovolně velká, bez ohledu na velikost průtočné části kompresoru. Další výhodou je, že údržba mezichladiče se může obejít bez odstavení kompresoru.

5 Turbokompresor RTK 63000

Tento typ turbokompresorů má sedm kompresních stupňů. Vzhledem k vysokému kompresnímu tlaku je vybaven dvěma mezichladiči, ve kterých je komprimovaný vzduch ochlazován v průběhu komprese chladicí vodou. Tyto mezichladiče jsou vyvedeny za druhým a pátým stupněm.

Stlačovaný plyn z posledního stupně je vyveden z výtlačného hrdla do dochlazovače, kde se plyn ochladí na požadovanou teplotu.

Turbokompresor je poháněn synchronním motorem přes převodovkovou skříň. Z níže uvedených parametrů lze usoudit, že se jedná o turbokompresor sloužící ke stlačování vzduchu pro doly k větracím účelům nebo jako hnací médium.



Obr. č. 4.1: Turbokompresor RTK 63

5.1 Technické parametry a popis zadaného turbokompresoru

Označení turbokompresoru	RTK 63 000
Nasávané množství	$63\,000\,m^3 \cdot h^{-1}$
Tlak v sání	1 bar
Tlak ve výtlaku	5,2 bar
Příkon	6610 kW
Nasávané prostředí	vzduch

5.2 Naměřené technické parametry turbokompresoru RTK 63 000

Měřené parametry	Průměrná hodnota
Množství stlačovaného vzduchu	$46\,882,51\,m^3 \cdot h^{-1}$
Tlak vzduchu v sání	0,975 bar
Teplota vzduchu v sání	21,05 °C
Teplota vzduchu před mezichladičem I	107,79 °C
Teplota vzduchu za mezichladičem I	43,40 °C
Teplota vzduchu před mezichladičem II	115,46 °C
Teplota vzduchu za mezichladičem II	54,59 °C
Teplota vzduchu ve výtlaku	114,39 °C
Tlak vzduchu ve výtlaku	5,2 bar
Teplota vzduchu za dochlazovačem	46,24 °C

6 Přehled použitých vztahů

Vztah pro výpočet hmotnostní toku vzduchu

$$\dot{m}_{\text{hm,vz}} = \dot{m}_{\text{obj,vz}} \cdot \rho_{\text{vz}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (16)$$

Entalpie vzduchu

$$i_{\text{vz}} = c_{\text{vz}} \cdot t_{\text{vz}} \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (17)$$

Entalpie vody

$$i_{\text{H}_2\text{O}} = c_{\text{H}_2\text{O}} \cdot t_{\text{H}_2\text{O}} \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (18)$$

Vztah pro výpočet tepelného toku mezichladičem a dochlazovačem

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{hm,vz}} \cdot (i_{\text{vz,in}} - i_{\text{vz,out}}) \quad [\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (19)$$

Vztah pro výpočet hmotnostního toku vody mezichladičem a dochlazovačem

$$\dot{m}_{\text{hm,H}_2\text{O}} = \frac{\dot{Q}}{(i_{\text{H}_2\text{O,out}} - i_{\text{H}_2\text{O,in}})} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (20)$$

7 Vzorové výpočty

Hmotnostního toku vzduchu kompresorem – podle vztahu (16)

$$\dot{m}_{obj,vz} \quad \text{objemový průtok vzduchu RTK} = 46882,5 \frac{m^3}{h}$$

$$\rho_{vz} \quad \text{hustota vzduchu} = 1,24 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m}_{hm,vz} = \dot{m}_{obj,vz} \cdot \rho_{vz}$$

$$\dot{m}_{hm,vz} = 46882,5 \cdot 1,24 = 58134,3 \frac{kg}{h} \cong 16,15 \frac{kg}{s}$$

Entalpie vody vstupující a vystupující z mezichladiče - podle vztahu (18)

pro výpočty hmotnostních toků vody volím pro oba mezichladiče a dochlazovač jednotnou teplotu vody vstupující 25°C a vystupující 50°C.

$$c_{H2O} \quad \text{měrná tepelná kapacita vzduchu} = 4,2 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$t_{1,H2O,in} \quad \text{vstupní teplota vody} = 25^\circ\text{C}$$

$$t_{1,H2O,out} \quad \text{výstupní teplota vody} = 50^\circ\text{C}$$

$$i_{1,H2O,in} = c \cdot t_{1,in}$$

$$i_{1,H2O,in} = 4,2 \cdot 25 = 105 \frac{kJ}{kg}$$

$$i_{1,H2O,out} = c \cdot t_{1,out}$$

$$i_{1,H2O,out} = 4,2 \cdot 50 = 210 \frac{kJ}{kg}$$

Výpočet tepelného výkonu a hmotnostního toku vody mezichladiče MCH 1

Entalpie vstupujícího a vystupujícího vzduchu – podle vztahu (17)

$$c_{vz} \quad \text{měrná tepelná kapacita vzduchu} = 1,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$t_{1,vz,in} \quad \text{vstupní teplota vzduchu do MCH1} = 107,8^{\circ}\text{C}$$

$$t_{1,vz,out} \quad \text{výstupní teplota vzduchu z MCH1} = 43,3^{\circ}\text{C}$$

$$i_{1,vz,in} = c_{vz} \cdot t_{1,in}$$

$$i_{1,vz,in} = 1,01 \cdot 107,8 = 108,87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$i_{1,vz,out} = c_{vz} \cdot t_{1,out}$$

$$i_{1,vz,out} = 1,01 \cdot 43,3 = 43,73 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tepelný výkon

$$\dot{Q}_{\text{MCH1}} = \dot{m}_{\text{hm,vz}} \cdot (i_{1,vz,in} - i_{1,vz,out})$$

$$\dot{Q}_{\text{MCH1}} = 16,14 \cdot (108,87 - 43,73) = 1048,7 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Hmotnostní tok vody mezichladičem – podle vztahu (20)

$$\dot{m}_{1,\text{hm,H2O}} = \frac{\dot{Q}_{\text{MCH1}}}{(i_{\text{H2O,out}} - i_{\text{H2O,in}})}$$

$$\dot{m}_{1,\text{hm,H2O}} = \frac{1048,7}{(210 - 105)} = 9,98 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Výpočet tepelného výkonu a hmotnostního toku vody mezichladiče MCH 2

Entalpie vstupujícího a vystupujícího vzduchu – podle vztahu (17)

$$c_{vz} \quad \text{měrná tepelná kapacita vzduchu} = 1,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$t_{2,vz,in} \quad \text{vstupní teplota vzduchu do MCH1} = 115,46^\circ\text{C}$$

$$t_{2,vz,out} \quad \text{výstupní teplota vzduchu z MCH1} = 54,59^\circ\text{C}$$

$$i_{2,vz,in} = c_{vz} \cdot t_{2,in}$$

$$i_{2,vz,in} = 1,01 \cdot 115,46 = 116,61 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$i_{2,vz,out} = c_{vz} \cdot t_{2,out}$$

$$i_{2,vz,out} = 1,01 \cdot 54,59 = 55,13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tepelný výkon

$$\dot{Q}_{\text{MCH2}} = \dot{m}_{\text{hm,vz}} \cdot (i_{2,vz,in} - i_{2,vz,out})$$

$$\dot{Q}_{\text{MCH2}} = 16,14 \cdot (116,61 - 55,13) = 992,2 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Hmotnostní tok vody mezichladičem – podle vztahu (20)

$$\dot{m}_{2,\text{hm,H2O}} = \frac{\dot{Q}_{\text{MCH2}}}{(i_{\text{H2O,out}} - i_{\text{H2O,in}})}$$

$$\dot{m}_{2,\text{hm,H2O}} = \frac{992,2}{(210 - 105)} = 9,45 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Výpočet tepelného výkonu a hmotnostního toku vody dochlazovačem DOCH

Entalpie vstupujícího a vystupujícího vzduchu – podle vztahu (17)

$$c_{vz} \quad \text{měrná tepelná kapacita vzduchu} = 1,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$t_{3,vz,in} \quad \text{vstupní teplota vzduchu do DOCH} = 114,39^\circ\text{C}$$

$$t_{3,vz,out} \quad \text{výstupní teplota vzduchu z DOCH} = 46,24^\circ\text{C}$$

$$i_{3,vz,in} = c_{vz} \cdot t_{3,in}$$

$$i_{3,vz,in} = 1,01 \cdot 114,39 = 115,53 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$i_{3,vz,out} = c_{vz} \cdot t_{3,out}$$

$$i_{3,vz,out} = 1,01 \cdot 46,24 = 46,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tepelný výkon

$$\dot{Q}_{\text{DOCH}} = \dot{m}_{\text{hm,vz}} \cdot (i_{3vz,in} - i_{3,vz,out})$$

$$\dot{Q}_{\text{DOCH}} = 16,14 \cdot (115,53 - 46,24) = 1110,87 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Hmotnostní tok vody mezichladičem – podle vztahu (20)

$$\dot{m}_{3,\text{hm,H}_2\text{O}} = \frac{\dot{Q}_{\text{DOCH}}}{(i_{\text{H}_2\text{O},out} - i_{\text{H}_2\text{O},in})}$$

$$\dot{m}_{3,\text{hm,H}_2\text{O}} = \frac{1110,87}{(210 - 105)} = 10,57 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

8 Návrh výměníků tepla

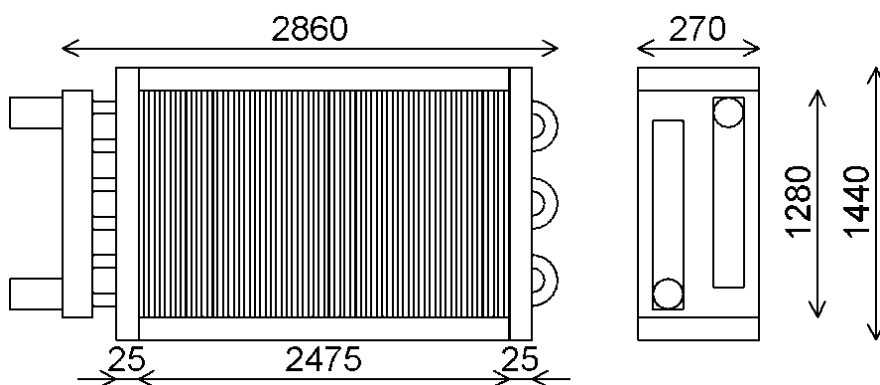
Na základě výše uvedených naměřených a vypočtených hodnot, se nyní budu zabývat výběrem vhodných typů výměníků tepla používaných v reálné praxi, které vyrábí specializované firmy v tomto oboru.

8.1 Lamelový výměník tepla

Jako první jsem oslovil firmu CIAT TRADE, s.r.o., která se zabývá návrhem a výrobou různých typů výměníků pro aplikaci v energetických či chladírenských odvětvích. Tato firma, mi ze svého sortimentu výměníků tepla byla schopna nabídnout pro mou aplikaci pouze Lamelový výměník BSC 215 EC

Technické parametry:

TEPLOTNÍ VÝKON	1 072 kW	
Výměnná plocha	515 m ²	
	Uvnitř potrubí	Vně potrubí
MÉDIUM	Voda	Vzduch
Vstupní tlak	0.9 Mpa abs.	98 410 Pa abs.
Průtok	37.1 m ³ /h (10.3 kg/s)	16.1 kg/s
Průtok vzduchu měřen při	25 °C	
Střední rychlost	1.41 m/s	5.25 m/s
Vstup	25 °C	108 °C / 2 %(RH)
Výstup	50 °C	43.4 °C /22%(RH)
Tlaková ztráta	34 kPa	410 Pa



Obr. č. 8.1: Schéma lamelového výměníku [9]

Po návrhu tohoto výměníku a celkovém zhodnocení, však bylo zjištěno, že tento výměník tepla není vhodný, jelikož maximální pracovní tlak na straně vzduchu je 1 bar, tudíž jeho konstrukce by nezvládla vyšší tlaky, se kterými je zapotřebí v řešené vzduchotechnické soustavě pracovat. Tudíž tento výměník tepla pro chlazení komprimovaného vzduchu nemohu aplikovat.

8.2 Šroubovicový výměník tepla

Dalším doporučeným výměníkem mi byl navržen šroubovicový výměník tepla od firmy TRMICKA s.r.o. se sériovým označením VTX 21. U tohoto chladicího systému je však potřeba k ochlazení komprimovaného vzduchu v jednom mezistupni celkem šest těchto výměníků v paralelním zapojení. Tudíž celkové množství výměníků pro řešenou vzduchotechniku by bylo celkem osmnáct. Cena jednoho výměníku VTX 21 se pohybuje okolo 250 000 Kč, celková cena výměňkové soustavy by byla 4 500 000 Kč.

Technická dokumentace výměníků prvního mezistupně:

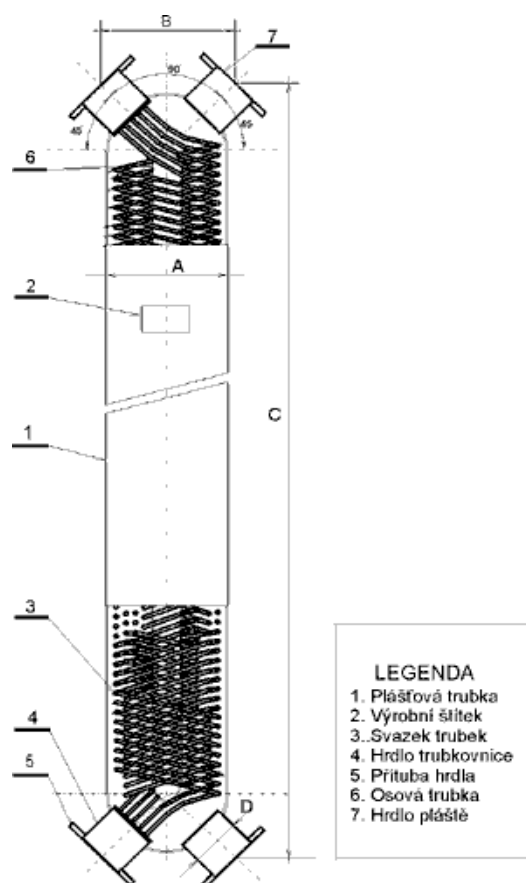
tekutina: vzduch o absolutním tlaku 1,9 bar			kapalina: voda	
vstup	T_{11}	107,8°C	T_{21}	25°C
výstup	T_{12}	43,4°C	T_{22}	50°C
průtok	m_2	16,15 kg · s ⁻¹	m_2	9,95 kg · s ⁻¹
tlaková ztráta	p_z	32,23 kPa	p_z	0,55 kPa
celkový výkon		1040 kW		
součinitel prostupu tepla		0,126 kW · m ⁻² · K ⁻¹		
průměr šroubovic		8 mm		
teplosměnná plocha		40 m ²		
objem trubek		68 dm ³		
objem pláště		184 dm ³		

Popis výměníku

Tyto tepelné výměníky jsou určeny pro všeobecné použití k předávání tepla z jednoho média na druhé. Nejběžněji pak pro média voda – voda, vodní pára – voda, nebo voda - vzduch.

Jedná se o šroubovicové výměníky tepla s vysokým výkonem a s možností pracovat v zapojení protiproudém i souprroudém. Teplosměnná plocha je vytvořena z trubek průměru 8/0,6 mm stočených do protiběžných šroubovic, které jsou umístěny v plášťové trubce. Šroubovice jsou vícechodé a jsou v několika vrstvách protiběžně na sobě. Sestava šroubovic je pak umístěna v trubce většího průměru, která zároveň tvoří vnější plášť výměníku. Jedno medium proudí uvnitř trubek a druhé medium vně těchto trubek. [8]

Rozměry a schéma výměníku:



Obr. č. 8.2: Schéma výměníku [8]



Obr. č. 8.2: Šroubovicový výměník [8]

A – Plášťová trubka 450/6 mm, B – osově připojení (šířka) 700 mm, C - osově připojení (výška) 2100 mm

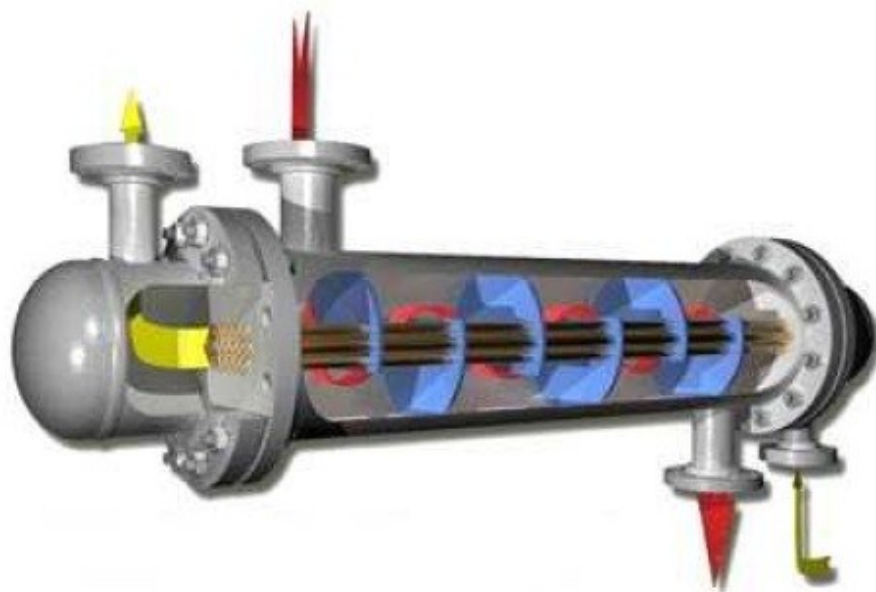
Tato navržená soustava výměníků je z hlediska technických parametrů aplikovatelná do mnou řešené vzduchotechnické soustavy, protože splňuje zadané požadavky. Ale z hlediska ekonomické stránky je tato varianta řešení velice nákladná a návratnost této investice by byla rozvržena na dlouhý časový úsek. Proto by bylo vhodné zvolit takový typ výměníku, který by byl vhodný jak po stránce technické tak ekonomické.

8.3 Trubkové výměníky

	Mezichladič 1	Mezichladič 2	Dochlazovač
Tepelný výkon [kW]	1019	964,1	1079
Teplota vody na vstupu [°C]	35	47,85	35
Teplota vody na výstupu [°C]	47,85	60	60
Absolutní tlak vody [bar]	3	3	3
Teplota vzduchu na vstupu [°C]	107,8	115,5	114,4
Teplota vzduchu na výstupu [°C]	43,4	54,59	46,24
Absolutní tlak vzduchu [bar]	1,9	3,3	5,2

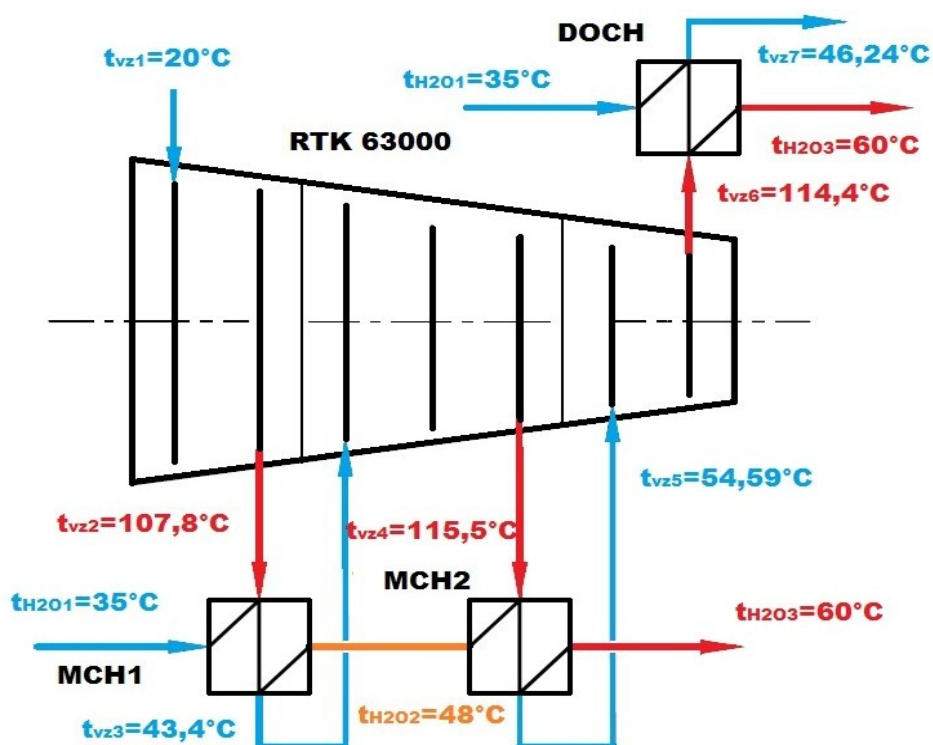
Z výše uvedených parametrů, volím jako vhodný typ pro mou aplikaci trubkový výměník se segmentovými přepážkami v protiproudém zapojení. Vzduch bude proudit v mezitrubkovém prostoru, a bude obtékat příčně trubky s kruhovým průřezem, ve kterých proudí chladicí voda.

Z důvodu dosažení optimálního teplotního spadu bych volil následující zapojení výměníků, kdy chladicí voda o vstupní o teplotě 35 °C vstupuje nejprve do prvního mezichladiče a následně vstupuje po ohřátí do druhého mezichladiče, kde probíhá ohřev na požadovanou teplotu 60 °C. Dochlazovač má samostatný přívod chladicí vody z důvodu, aby nedošlo k překřížení teplotního profilu. [7]



Obr. č. 8.3: Trubkový výměník se segmentovými přepážkami [7]

Schéma zapojení mezichladičů do vzduchotechnické soustavy



Obr. č. 8.4: Schéma zapojení mezichladičů

9 Ekonomické zhodnocení

Ze tří řešených výměníků tepla, pro mou vzduchotechnickou soustavu, odpovídá řešené problematice systém trubkových výměníků, a to kvůli technickým požadavkům soustavy, nebo ekonomické náročnosti, kterou popisuje následující výpočet prosté doby návratnosti.

Dosud nevyřešeným problémem je odpovídající výrobce takto navrhovaného zařízení.

Pro výpočet prosté doby návratnosti budu uvažovat, že voda slouží k hygienickým účelům je ohřívána v akumulární nádobě s elektrickým ohřevem o příkonu 18 kWh.

Výpočet prosté doby návratnosti

Elektrická energie potřebná k ohřevu vody elektrickým ohříváčem

P příkon elektrického ohříváče= 18kWh

$$P_{den} = P \cdot 24$$

$$P_{den} = 18 \cdot 24 = 432 \text{ kWh/den}$$

$$P_{rok} = 432 \cdot 200 = 86\,400 \text{ kWh/rok}$$

Náklady na ohřev vody elektrickým ohříváčem

P_{rok} celkové množství energie za rok = 86 400 kWh/rok

n cena 1 kWh elektrické energie= 4,9 Kč/kWh

$$CF = P_{rok} \cdot n$$

$$CF = 86\,400 \cdot 4,9 = 423\,360 \text{ Kč/rok}$$

Prostá doba návratnosti

CF náklady na ohřev vody elektrickým boilerem = 423 360 Kč/rok

IN investiční náklady výměníků a akumulační nádoby= 4 560 000Kč

$$T_s = \frac{IN}{CF}$$

$$T_s = \frac{4\,500\,000}{423\,360} = 10,77 \text{ let}$$

Řešení chlazení komprimovaného vzduchu pomocí výměníků šroubovicových je z hlediska ekonomické stránky poměrně náročné, poněvadž celková investice vynaložená na pořízení těchto výměníků má dobu návratnosti přes 10 let, což je poměrně dlouhá doba při provozu turbokompresorů. Tato investice by se nemusela vyplatit.

10 Závěr

V této práci, jsem přišel na optimální řešení zisku kompresního tepla z turbokompresorů, a to za pomoci vhodných výměníků tepla, konkrétně výměníků trubkových. Tento typ výměníku na rozdíl od lamelových a šroubovicových, by vyhovoval, jak po stránce technické, tak i ekonomické. Toto kompresní teplo získané pomocí výměníků tepla se dá dále využívat ve formě teplé užitkové vody vhodné k hygienickým účelům ve velkých výrobních odvětvích.

Tato bakalářská práce může dále sloužit jako podklad pro konkrétní návrh trubkových výměníků pro zisk zmiňovaného kompresního tepla.

Použitá literatura

- [1] ŠKOPEK, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Plzeň: Fakulta strojní, 2010. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [2] MISÁREK, Dušan. *Turbokompresory*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1963. ISBN -.
- [3] KOLARČÍK, Kamil a Jaroslav KAMINSKÝ. *Kompresory*. Ostrava: VŠB-TUO, -. ISBN -.
- [4] KAMINSKÝ, Jaroslav. *Využití pracovního prostoru pístových kompresorů*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1982. ISBN -.
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopátkové stroje*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 177 s. ISBN 80-720-4297-1.
- [6] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.
- [7] KUPSA, V. *Dynamické energetické stroje – Návrh mezichladičů a dochlazovače turbokompresoru s ohledem na využití odpadního tepla*. Ostrava 2010. Odborný text. VŠB – TU OSTRAVA, fakulta strojní, katedra energetiky.
- [8] Trmicka s.r.o.: Výměníky VTX. [online]. [cit. 2013-05-18]. Dostupné z: http://www.trmicka.cz/Home/Products1_1
- [9] CIAT s.r.o.: Výměníky lamelové. [online]. [cit. 2013-05-18]. Dostupné z: <http://www.vymeniky-ciat.cz/vymeniky/lamelove-vymeniky>